




**METHOD OF CONTROLLING HYDRAULIC BRAKE SYSTEM FOR VEHICLE**

**Patent number:** JP2001301592  
**Publication date:** 2001-10-31  
**Inventor:** NAKANO KEITA  
**Applicant:** SUMITOMO DENKO BRAKE SYSTEMS KK  
**Classification:**  
- **international:** B60T8/00  
- **europaean:**  
**Application number:** JP20000118044 20000419  
**Priority number(s):**

**Also published as**

 EP114796  
 US652296  
 US200202

**Abstract of JP2001301592**

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To provide a method of controlling a pump-driven hydraulic brake system for a vehicle capable of suppressing pulsation of brake hydraulic pressure and achieving rapid and precise application of the brake hydraulic pressure.

**SOLUTION:** Using a relational expression between the pressure rising speed  $dPM/dt$  of the hydraulic pressure  $PM$  of a master cylinder and an approximate required driving force  $W$  of a motor, the driving force  $WS$  of the motor is set from the pressure rising speed  $dPM/dt$  of the hydraulic pressure  $PM$  detected, and the driving force  $W$  of the motor is controlled to compensate for a hydraulic pressure difference  $\Delta P$  between the brake hydraulic pressure  $PW$  raised by the set driving force  $WS$  and the hydraulic pressure  $PM$  of the master cylinder. Therefore the brake hydraulic pressure  $PW$  is brought close to the hydraulic pressure  $PM$  of the master cylinder by means of the set driving force  $WS$  and for only the residual hydraulic pressure difference  $\Delta P$ , the motor driving force is controlled by means of a small control output so as to inhibit the pulsation of the brake hydraulic pressure  $PW$  and rapidly and precisely apply the brake hydraulic pressure  $PW$ .



(11)特許出願公開番号  
特開2001-301592  
(P2001-301592A)

(43)公開日 平成13年10月31日(2001.10.31)

(51) Int.Cl.<sup>7</sup>  
B 6 0 T 8/00

識別記号

F I  
B 6 0 T 8/00

テーマト(参考)  
Z 3D046

審査請求 未請求 請求項の数4 OL (全 8 頁)

(21)出願番号 特願2000-118044(P2000-118044)

(22)出願日 平成12年4月19日(2000.4.19)

(71)出願人 599111172

住友電工ブレーキシステムズ株式会社  
三重県久居市新家町530番地の1

(72)発明者 中野 啓太

伊丹市昆陽北1丁目1番1号 住友電工ブ  
レーキシステムズ株式会社内

(74) 代理人 100074206

弁理士 鎌田 文二 (外2名)

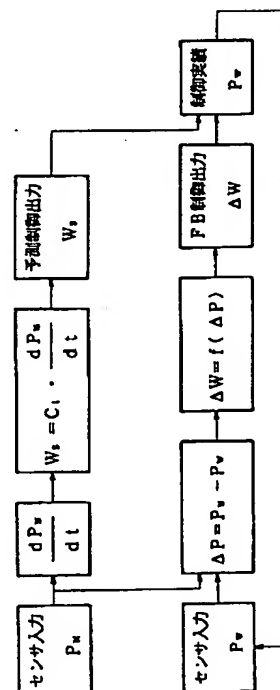
Fターム(参考) 3D046 BB00 CC02 CC04 HH02 HH16  
JJ00 KK07 LL00 LL02 LL05  
LL23 LL37

(54) 【発明の名称】 車両用液圧ブレーキシステムの制御方法

(57) 【要約】

【課題】 ブレーキ液圧の脈動を抑制して、かつ、ブレーキ液圧を迅速かつ的確に作用させることができるポンプ駆動式車両用液圧ブレーキシステムの制御方法を提供することである。

【解決手段】 マスタシリンダの液圧 $P_M$ の昇圧速度 $dP_M/dt$ とモータの概ねの必要駆動力 $W$ との関係式を用いて、検出される液圧 $P_M$ の昇圧速度 $dP_M/dt$ からモータの駆動力 $W_s$ を設定するとともに、この設定駆動力 $W_s$ により昇圧されるブレーキ液圧 $P_W$ とマスタシリンダの液圧 $P_M$ との液圧差 $\Delta P$ を補足するように、モータの駆動力 $W$ を制御することにより、設定駆動力 $W_s$ でブレーキ液圧 $P_W$ をマスタシリンダの液圧 $P_M$ に近づけ、その残りの液圧差 $\Delta P$ のみに対して小さな制御出力でモータ駆動力を制御し、ブレーキ液圧 $P_W$ の脈動を抑制して、ブレーキ液圧 $P_W$ を迅速かつ的確に作用させるようにした。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 ホイールシリンダにブレーキ液を供給してブレーキ液圧を発生させるポンプと、このポンプを駆動するモータと、前記ポンプとホイールシリンダとを連通する液体通路と、前記ホイールシリンダのブレーキ液圧を検出するブレーキ液圧検出手段と、ブレーキ操作部材の操作力を検出するブレーキ操作力検出手段とを備え、このブレーキ操作力検出手段によりブレーキ操作力を検出し、この検出されたブレーキ操作力に対応するブレーキ液圧を目標値として、前記モータの駆動力を制御する車両用液圧ブレーキシステムの制御方法において、前記ブレーキ操作力の上昇速度と、この上昇速度のときにブレーキ液圧をブレーキ操作力に追従させるのに必要な前記モータの駆動力との関係式を予め求めておき、この関係式を用いて、前記検出されるブレーキ操作力の上昇速度から前記モータの駆動力を設定し、この設定駆動力による昇圧量を見込んだブレーキ液圧、または設定駆動力により昇圧された実績のブレーキ液圧と、前記目標値とするブレーキ液圧との液圧差を補足するように前記モータの駆動力を制御することを特徴とする車両用液圧ブレーキシステムの制御方法。

【請求項2】 前記ブレーキ操作部材の操作力に応じた液圧を発生するマスタシリンダを設け、このマスタシリンダとホイールシリンダとを開閉弁を介して連通するマスタシリンダ通路を設け、このマスタシリンダ通路の開閉弁を選択的に開閉して、前記マスタシリンダに発生する液圧をホイールシリンダに伝達するようにした請求項1に記載の車両用液圧ブレーキシステムの制御方法。

【請求項3】 前記ブレーキ操作力の上昇速度と必要なモータの駆動力との関係式に、ブレーキ液圧そのものの値をパラメータとして加えた請求項1または2に記載の車両用液圧ブレーキシステムの制御方法。

【請求項4】 前記ブレーキ操作部材の操作力に応じた液圧を発生するマスタシリンダを設け、このマスタシリンダに発生する液圧を検出するマスタシリンダ液圧検出手段を設け、このマスタシリンダ液圧検出手段で検出されるマスタシリンダの液圧を、前記制御で用いられるブレーキ操作力とした請求項1乃至3のいずれかに記載の車両用液圧ブレーキシステムの制御方法。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】この発明は、ブレーキ液圧を発生させるポンプを備えた車両用液圧ブレーキシステムの制御方法に関するものである。

## 【0002】

【従来の技術】近年、車両用液圧ブレーキシステムには、車両の高度な挙動制御や軽快なブレーキ操作のフィーリングを実現するために、例えば、特許公報第2590825号に記載されたもののように、ブレーキ液圧を発生させる液圧源としてのポンプを設け、ブレーキ操作

部材の操作力を検出するブレーキ操作力検出手段の検出信号に基づいて、ポンプ駆動用のモータを作動するブレーキシステムが採用されている。

【0003】上記ポンプ駆動式のブレーキシステムでは、ブレーキ操作部材の操作力に応じた液圧を発生するマスタシリンダを、いわゆるマスタシリンダ通路によって開閉弁を介してホイールシリンダと連通し、ポンプが正常に作動しないとき等に関閉弁を開放して、マスタシリンダの液圧をブレーキ液圧として伝達することにより、フェイルセーフ機能を持たせたものもある。

【0004】これらのポンプ駆動式のブレーキシステムでは、前記ブレーキ操作力検出手段で検出されるブレーキ操作力に対応するブレーキ液圧を目標値として、ポンプ駆動用モータの駆動力を制御する方法が多く採用されている。このモータの駆動力の制御には、通常PID制御が採用されている。

## 【0005】

【発明が解決しようとする課題】上記ポンプ駆動式の車両用液圧ブレーキシステムの制御方法は、ブレーキ操作力検出手段でブレーキ操作力を検出してから、ポンプ駆動用モータを起動するまでの応答遅れがあるので、ブレーキ液圧の立ち上がりが遅く、ブレーキ操作部材の操作初期には、ブレーキ液圧の制御目標値と実際のブレーキ液圧との間に大きな液圧差を生じる。

【0006】このため、上述した従来の制御方法では、この液圧差に応じてモータの駆動力の制御出力を大きくすると、ポンプから吐出されるブレーキ液によるホイールシリンダのブレーキ液圧が脈動し、滑らかな制御を行えない問題がある。また、このブレーキ液圧の脈動を抑制するために制御ゲインを小さくすると、目標値に対するブレーキ液圧の追従速度が遅くなり、運転者にブレーキ効きの遅れを感じさせる問題がある。急ブレーキの際には、ブレーキの効きが間に合わなくなる恐れもある。

【0007】そこで、この発明の課題は、ブレーキ液圧の脈動を抑制して、かつ、ブレーキ液圧を迅速かつ的確に作用させることができるポンプ駆動式車両用液圧ブレーキシステムの制御方法を提供することである。

## 【0008】

【課題を解決するための手段】上記の課題を解決するために、この発明は、ホイールシリンダにブレーキ液を供給してブレーキ液圧を発生させるポンプと、このポンプを駆動するモータと、前記ポンプとホイールシリンダとを連通する液体通路と、前記ホイールシリンダのブレーキ液圧を検出するブレーキ液圧検出手段と、ブレーキ操作部材の操作力を検出するブレーキ操作力検出手段とを備え、このブレーキ操作力検出手段によりブレーキ操作力を検出し、この検出されたブレーキ操作力に対応するブレーキ液圧を目標値として、前記モータの駆動力を制御する車両用液圧ブレーキシステムの制御方法において、前記ブレーキ操作力の上昇速度と、この上昇速度の

ときにブレーキ液圧をブレーキ操作力に追従させるのに必要な前記モータの駆動力との関係式を予め求めておき、この関係式を用いて、前記検出されるブレーキ操作力の上昇速度から前記モータの駆動力を設定し、この設定駆動力による昇圧量を見込んだブレーキ液圧、または設定駆動力により昇圧された実績のブレーキ液圧と、前記目標値とするブレーキ液圧との液圧差を補足するように前記モータの駆動力を制御する方法を採用したものである。

【0009】すなわち、予めブレーキ操作力の上昇速度とモータの概ねの必要駆動力との関係式を求めておき、この関係式を用いて、検出されるブレーキ操作力の上昇速度からモータの駆動力を設定し、この設定駆動力により昇圧するブレーキ液圧の予測値または実績値と、ブレーキ液圧の目標値との液圧差を補足するようにモータの駆動力を制御して、前記設定駆動力でブレーキ液圧を目標値に大略近づけ、その残りの液圧差のみに対してモータの駆動力を小さな制御出力で制御することにより、ブレーキ液圧を迅速かつ滑らかに目標値に追従させるようにした。

【0010】上記車両用液圧ブレーキシステムの制御方法は、前記ブレーキ操作部材の操作力に応じた液圧を発生するマスタシリンダを設け、このマスタシリンダとホイールシリンダとを開閉弁を介して連通するマスタシリンダ通路を設け、このマスタシリンダ通路の開閉弁を選択的に開閉して、前記マスタシリンダに発生する液圧をホイールシリンダに伝達するものにも採用することができる。

【0011】前記ブレーキ操作力の上昇速度と必要なモータの駆動力との関係式に、ブレーキ液圧そのものの値をパラメータとして加えることにより、前記モータの必要駆動力はブレーキ液圧そのもののレベルによっても若干変化するので、前記設定駆動力でブレーキ液圧を目標値に大略近づける精度を高めることができる。

【0012】前記ブレーキ操作部材の操作力に応じた液圧を発生するマスタシリンダを設ける場合は、このマスタシリンダに発生する液圧を検出するマスタシリンダ液圧検出手段を設け、このマスタシリンダ液圧検出手段で検出されるマスタシリンダの液圧を、前記制御で用いるブレーキ操作力とすることができる。

【0013】

【発明の実施の形態】以下、図面に基づき、この発明の実施形態を説明する。図1は、第1の実施形態の制御方法を適用した車両用液圧ブレーキシステムを示す。このブレーキシステムは、モータ1で駆動される液圧源としてのポンプ2が、リザーバタンク3とホイールシリンダ4を連通する液体通路5に組み込まれるとともに、ブースタ6を介してブレーキ操作部材としてのブレーキペダル7にマスタシリンダ8が連結されており、このマスタシリンダ8に発生する液圧が、後述する圧力センサ13

aによりブレーキ操作力として検出される。また、マスタシリンダ8とホイールシリンダ4とは、開閉弁であるソレノイドバルブ9を介して、マスタシリンダ通路10により連通され、ホイールシリンダ4とリザーバタンク3との間には、ソレノイドバルブ11を組み込んだブレーキ液のリリーフ通路12も設けられている。

【0014】前記マスタシリンダ通路10には、それぞれマスタシリンダ8の液圧とホイールシリンダ4のブレーキ液圧を検出する圧力センサ13a、13bが取り付けられている。また、ブレーキペダル7には、その踏み込み量を検出するストロークセンサ14が取り付けられている。これらの各センサ13a、13b、14の検出信号はコントローラ15に入力され、これらの検出信号に基づいて、モータ1および各ソレノイドバルブ9、11の作動が制御されるようになっている。

【0015】前記ソレノイドバルブ9は、通常状態では閉鎖され、マスタシリンダ8とホイールシリンダ4とは遮断されている。コントローラ15は、ストロークセンサ14によりブレーキペダル7の踏み込みを検知すると、リリーフ通路12のソレノイドバルブ11を閉鎖し、同時にモータ1を起動して、後述する制御方法によりモータ1の駆動力を制御し、ポンプ2によってリザーバタンク3のブレーキ液をホイールシリンダ4に供給して、ブレーキ液圧を発生させる。

【0016】ただし、何らかの理由でポンプ2により供給されるブレーキ液が不足し、コントローラ15が、圧力センサ14bで検出されるブレーキ液圧が不十分と検知した場合は、マスタシリンダ通路10のソレノイドバルブ9を開放し、マスタシリンダ8の液圧をホイールシリンダ4に伝達して、十分なブレーキ液圧を発生させるようになっている。

【0017】上記いずれの場合も、コントローラ15は、ブレーキペダル7踏み込みの解除を検知したときに、リリーフ通路12のソレノイドバルブ11を開放してブレーキ力を解除するとともに、ホイールシリンダ4に供給されたブレーキ液をリザーバタンク3に戻す。

【0018】以下に、第1の実施形態の制御方法を2つの実施例に基づいて説明する。この制御方法は、前記コントローラ15によりモータ1の駆動力Wを制御するものであり、予測制御とフィードバック(FB)制御の組み合わせで構成される。

【0019】

【実施例】〔実施例1〕図2は、実施例1の制御方法のフローチャートを示す。まず、予測制御では、圧力センサ13aで検出されたブレーキ操作力としてのマスタシリンダ8の液圧 $P_M$ がコントローラ15に入力され、コントローラ15は、この入力信号から液圧 $P_M$ の昇圧速度 $dP_M/dt$ を求め、次の関係式によりモータ1の設定駆動力 $W_s$ を算出する。

【0020】

$$W_s = C_1 \cdot (dP_m / dt)$$

(1) 式は、運転者のブレーキ力要求度合いを反映するマスタシリンダ8の液圧 $P_m$ の昇圧速度と、要求されるブレーキ力発生に必要なモータ1の駆動力 $W$ との関係を経験的に求めて、定式化したものであり、 $C_1$ は比例定数である。すなわち、(1)式で算出される設定駆動力 $W_s$ でモータ1を作動することにより、制御実績としてのホイールシリンダ4のブレーキ液圧 $P_w$ が、目標とするマスタシリンダ8の液圧 $P_m$ に近い値に昇圧される。この実施例では、予測制御の制御出力回数は1回のみとした。

【0021】つぎに、フィードバック制御では、圧力センサ13aで検出されるマスタシリンダ8の液圧 $P_m$ と、圧力センサ13bで検出されるホイールシリンダ4のブレーキ液圧 $P_w$ とが、刻々コントローラ15に入力される。コントローラ15は、入力された液圧 $P_m$ とブレーキ液圧 $P_w$ との液圧差 $\Delta P$ を算出し、この算出される液圧差 $\Delta P$ に対するモータ1の駆動力増分 $\Delta W$ を、PID制御のゲイン関数 $f$ で演算して出力する。予測制御とフィードバック制御による制御実績としてのブレーキ液圧 $P_w$ は、圧力センサ13bによりコントローラ15にフィードバックされ、フィードバック制御が継続される。

【0022】図3は、上述した予測制御とフィードバック

$$C_1 = g(P_w)$$

また、フィードバック制御については、前記圧力センサ13bからのブレーキ液圧 $P_w$ の入力値を、以下のように予測制御出力の設定駆動力 $W_s$ によるブレーキ液圧 $P_w$ の予測上昇量 $\delta P_{ws}$ で補正するようにした。

$$\delta P_{ws} = C_2 \cdot W_s$$

(3) 式は、モータ1の駆動力 $W$ とポンプ2の吐出速度の関係から定まり、実験または計算により予め求めることができる。 $C_2$ は比例定数である。

【0028】つぎに、(3)式で算出した予測上昇量 $\delta P_{ws}$ を、圧力センサ13bからのブレーキ液圧 $P_w$ の入力値に加算して、予測制御による昇圧が見込まれる予測ブレーキ液圧 $P_{ws}$ を求め、前記圧力センサ13aからのマスタシリンダ8の液圧 $P_m$ の入力値と、この予測ブレーキ液圧 $P_{ws}$ との液圧差 $\Delta P$ に対してフィードバック制御を行う。その他の手順は実施例1と同じである。

【0029】なお、予測制御が行われないタイミングでは、設定駆動力 $W_s$ が出力されないで、(3)式で算出される予測上昇量 $\delta P_{ws}$ は零となる。したがって、これらのタイミングにおけるフィードバック制御は、実質的に実施例1におけるものと同じになり、入力されたままの液圧 $P_m$ とブレーキ液圧 $P_w$ との液圧差 $\Delta P$ に対して、フィードバック制御が行われる。制御結果は省略するが、実施例1と同様に、ブレーキ液圧 $P_w$ を迅速、かつ滑らかにマスタシリンダ8の液圧 $P_m$ に追従させることができた。

(1)

ク制御を組み合わせた実施例1の制御方法と、PID制御によるフィードバック制御のみの従来の制御方法とを、図1に示したブレーキシステムに対して実施した結果を示す。図3(a)は実施例1の制御方法の制御結果、図3(b)は比較例としての従来の制御方法の制御結果である。

【0023】予測制御を併用した実施例1の制御方法では、従来の制御方法に較べて、ブレーキ液圧 $P_w$ の昇圧速度が著しく速く、目標とするマスタシリンダ8の液圧 $P_m$ に滑らかに追従している。一方、従来の制御方法では、ブレーキ液圧 $P_w$ の昇圧速度が遅いのみならず、ポンプ2への大きな制御出力に起因してブレーキ液圧 $P_w$ が脈動し、滑らかな制御結果が得られていない。

【0024】〔実施例2〕図4は、実施例2の制御方法のフローチャートを示す。この制御方法では、予測制御の制御出力回数を複数回とし、(1)式に示したマスタシリンダ8の液圧 $P_m$ の昇圧速度 $dP_m / dt$ とモータ1の設定駆動力 $W_s$ との関係式における比例定数 $C_1$ を、次式のようにブレーキ液圧 $P_w$ の関数 $g$ とした。なお、予測制御の制御周期は、フィードバック制御の制御周期の10倍とした。

【0025】

(2)

【0026】すなわち、(1)式で算出される設定駆動力 $W_s$ に対して、次式によりブレーキ液圧 $P_w$ の予測上昇量 $\delta P_{ws}$ を算出する。

【0027】

(3)

【0030】図5は、第2の実施形態の制御方法を適用した車両用液圧ブレーキシステムを示す。このブレーキシステムは、モータ16で駆動される液圧源としてのポンプ17が、リザーバタンク18とホイールシリンダ19を連通する液体通路20に組み込まれ、ホイールシリンダ19からリザーバタンク18にブレーキ液を戻すリリーフ通路21にソレノイドバルブ22が組み込まれており、ブレーキ液圧をポンプ17のみで発生させるものである。

【0031】ブレーキ操作部材としてのブレーキペダル23には、その踏み込み力 $F$ を発生させるばね24が連結され、ブレーキ操作力としてのこの踏み込み力 $F$ を検出する荷重センサ25と、踏み込み量を検出するストロークセンサ26が取り付けられている。また、液体通路20には、ホイールシリンダ19のブレーキ液圧を検出する圧力センサ27も取り付けられている。各センサ25、26、27の検出信号はコントローラ28に入力され、これらの検出信号に基づいて、モータ16とソレノイドバルブ22の作動が制御されるようになっている。

【0032】図6は、第2の実施形態の制御方法のフロ

ーチャートを示す。この制御方法も、予測制御とフィードバック制御を組み合わせたものであり、ブレーキ操作力の入力信号として、マスタシリンダ液圧 $P_M$ の替わりに、荷重センサ25で検出されるブレーキペダル23の踏み込み力 $F$ を用いた点が第1の実施形態の実施例1と異なる。

$$W_s = C_3 \cdot (dF/dt)$$

(4)式も、(1)式と同様に、経験的に踏み込み力 $F$ の上昇速度 $dF/dt$ と、要求されるブレーキ力発生に必要なモータ16の駆動力 $W$ との関係を定式化したものであり、 $C_3$ は比例定数である。

【0035】一方、フィードバック制御では、前記実施

$$P_{WA} = C_4 \cdot F$$

コントローラ28は、この目標ブレーキ液圧 $P_{WA}$ と、圧力センサ27で検出される実際のブレーキ液圧 $P_W$ との液圧差 $\Delta P$ を算出し、実施例1の場合と同様に、液圧差 $\Delta P$ に対するモータ16の駆動力増分 $\Delta W$ を、PID制御のゲイン関数 $f$ で演算して出力する。

【0037】この制御結果の表示は省略するが、実施例1の制御結果を示した図3(a)のグラフにおけるマスタシリンダ液圧 $P_M$ に相当する踏み込み力 $F$ の上昇に対して、ブレーキ液圧 $P_W$ が迅速、かつ滑らかに追従した。

【0038】

【発明の効果】以上のように、この発明の車両用液圧ブレーキシステムの制御方法は、予めブレーキ操作力の上昇速度とモータの概ねの必要駆動力との関係式を求めておき、この関係式を用いて、検出されるブレーキ操作力の上昇速度からモータの駆動力を設定し、この設定駆動力により昇圧するブレーキ液圧の予測値または実績値と、ブレーキ液圧の目標値との液圧差を補足するようにモータの駆動力を制御して、前記設定駆動力でブレーキ液圧を目標値に大略近づけ、その残りの液圧差のみに対してモータ駆動力を小さな制御出力で制御するようにしたので、ブレーキ液圧の脈動を抑制して、ブレーキを迅速かつ的確に効かせることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】第1の実施形態の制御方法を適用したブレーキシステムを示す回路図

【図2】図1のブレーキシステムの実施例1の制御方法を示すフローチャート

【図3】aは実施例1の制御結果を示すグラフ、bは比較例の制御結果を示すグラフ

【図4】図1のブレーキシステムの実施例2の制御方法を示すフローチャート

【図5】第2の実施形態の制御方法を適用したブレーキ

【0033】すなわち、まず予測制御では、コントローラ28は、荷重センサ25の入力信号から踏み込み力 $F$ の上昇速度 $dF/dt$ を求め、次の関係式によりモータ16の設定駆動力 $W_s$ を算出する。

【0034】

(4)

例1の場合のマスタシリンダ液圧 $P_M$ のように、踏み込み力 $F$ は直接ブレーキ液圧 $P_W$ と比較できないので、次式により、踏み込み力 $F$ を目標値とするブレーキ液圧 $P_{WA}$ に換算する。 $C_4$ は比例定数である。

【0036】

(5)

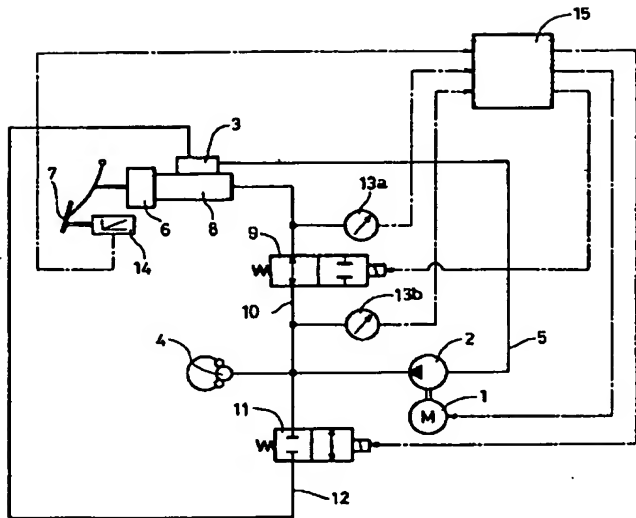
システムを示す回路図

【図6】図5のブレーキシステムの制御方法を示すフローチャート

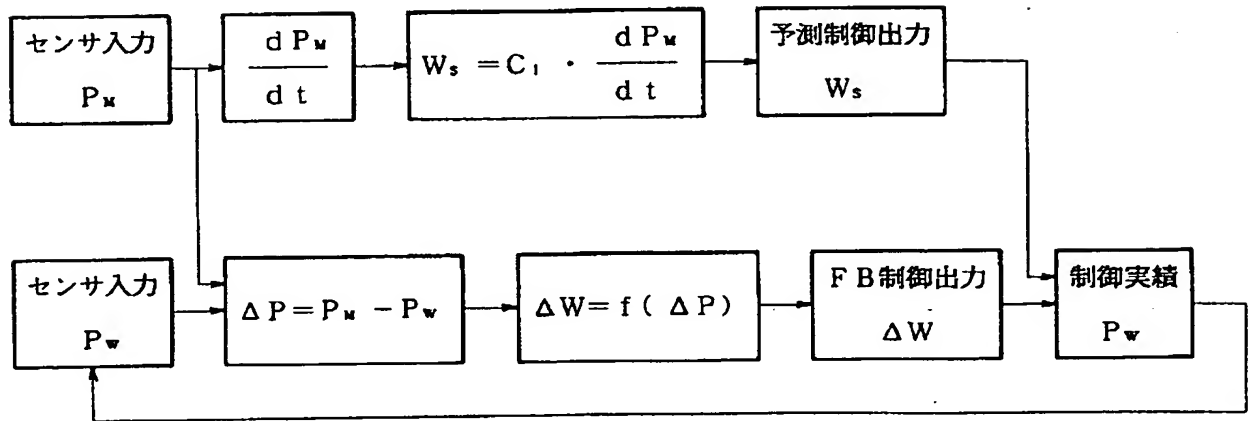
【符号の説明】

- 1 モータ
- 2 ポンプ
- 3 リザーバタンク
- 4 ホイールシリンダ
- 5 液体通路
- 6 ブースタ
- 7 ブレーキペダル
- 8 マスタシリンダ
- 9 ソレノイドバルブ
- 10 マスタシリンダ通路
- 11 ソレノイドバルブ
- 12 リリーフ通路
- 13 a、13 b 圧力センサ
- 14 ストロークセンサ
- 15 コントローラ
- 16 モータ
- 17 ポンプ
- 18 リザーバタンク
- 19 ホイールシリンダ
- 20 液体通路
- 21 リリーフ通路
- 22 ソレノイドバルブ
- 23 ブレーキペダル
- 24 ばね
- 25 荷重センサ
- 26 ストロークセンサ
- 27 圧力センサ
- 28 コントローラ

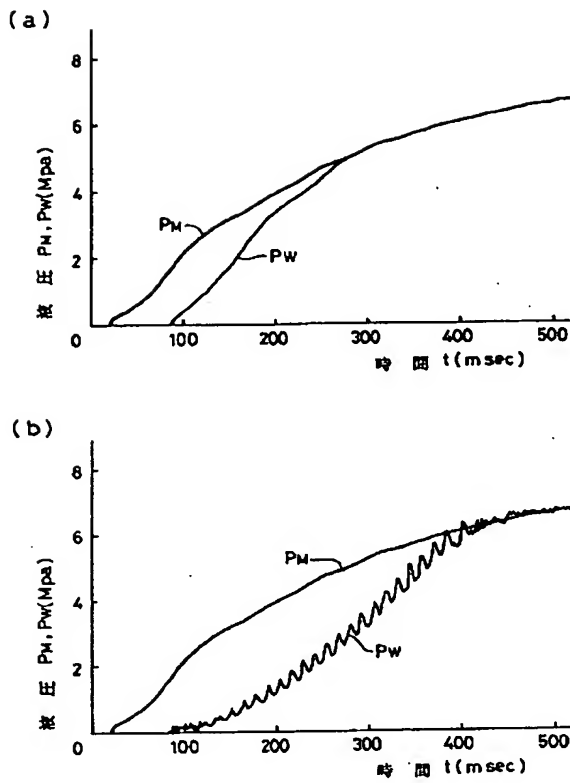
【図1】



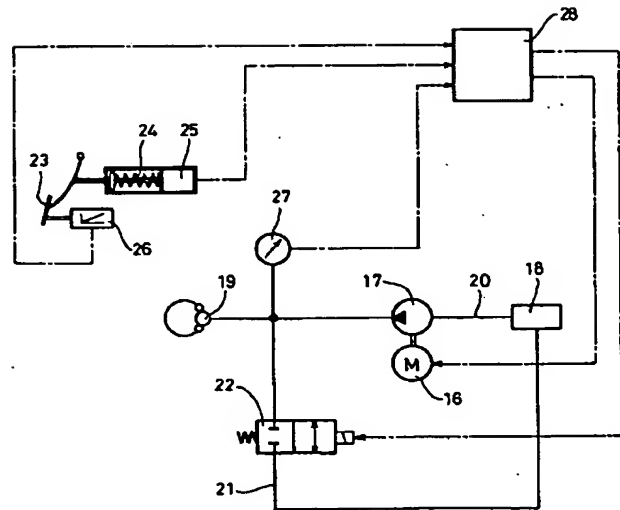
【図2】



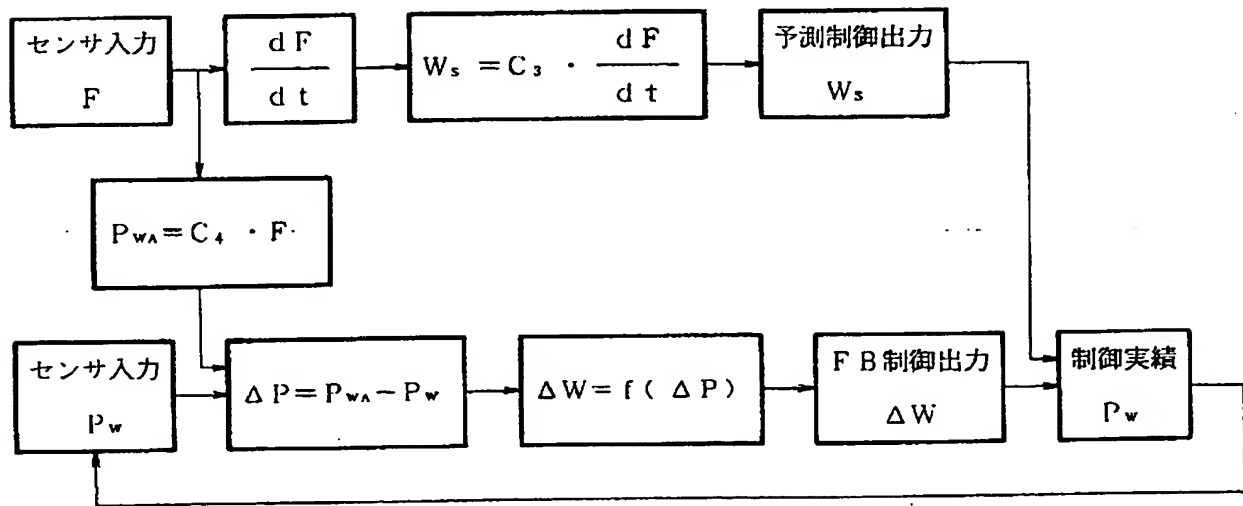
【図3】



【図5】



【図6】





【図4】

